



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH BRZDOVÉHO PEDÁLU

BRAKE PEDAL DESIGN

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Peter Oravec

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2017

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Peter Oravec**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh brzdového pedálu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nápní práce je vytvořit konstrukční návrh brzdového pedálu vozidla studentské formule.

### Cíle bakalářské práce:

Zpracovat rešerši konstrukce pedálů osobních automobilů.

Zpracovat přehled požadavků pravidel pro vozidla mezinárodní soutěže Formula Student týkajících se brzdového pedálu.

Navrhnout pedálový poměr pro uvažované vozidlo studentské formule s ohledem na příslušné podklady a dřívější zkušenosti.

Vytvořit konstrukční návrh brzdového pedálu. Při návrhu případně použít dostupné počítačové simulace.

Zhodnotit navrženou konstrukci a vyslovit se k vhodnosti jejího použití u uvažovaného vozidla.

### Seznam literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá návrhom brzdového pedálu vozidla Formula Student. V úvodnej časti práce sa pojednáva o jednotlivých častiach brzdových systémov osobných automobilov. Hlavným bodom práce je určenie pedálového pomeru tak, aby na pedál pôsobila optimálna ovládacia sila. Pri návrhu pedálu sa dbalo na zachovanie nízkej hmotnosti a na funkčnosť pedálu. Konštrukčný návrh ramena bol analyzovaný metódou konečných prvkov a podľa potrieb upravovaný.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pedál, pedálový pomer, pedálová skupina, brzdový systém

## ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on brake pedal design of Formula Student vehicle. The first part of thesis is focused on main parts of car's brake systems. Main goal of thesis is to determine value of pedal ratio to gain optimal operating force acting on pedal. Low weight and functionality of the pedal were important factors affecting the research. The design of pedal arm and its holder was checked by final element method and was redesigned according to results.

## KEYWORDS

Pedal, pedal ratio, pedal box, brake system

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ORAVEC, P. *Návrh brzdového pedálu*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 39 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2017

.....

Peter Oravec

## POĎAKOVANIE

Najskôr by som chcel poďakovať vedúcemu mojej bakalárskej práce Ing. Pavlu Ramíkovi za cenné rady pri vypracovávaní práce a pomoc pri vytváraní výpočtových simulácií. Ďalej by som rád poďakoval mojej rodine a priateľom, ktorí ma pri vypracovávaní práce podporovali. Na záver by som rád poďakoval tímu TU Brno Racing za možnosť zúčastniť sa projektu Formula Student.

## OBSAH

Návrh brzdového pedálu.....	2
Úvod .....	9
1 Brzdové systémy osobných vozidiel .....	10
1.1 Základné prvky brzdových systémov osobných automobilov.....	10
1.2 Hydraulický prevod brzdového systému .....	10
2 Pedálové skupiny osobných vozidiel.....	12
2.1 Rozdelenie pedálových skupín .....	12
2.1.1 Zavesená pedálová skupina .....	12
2.1.2 Pedálová skupina pripevnená k podlahe.....	13
2.2 Materiály používané na výrobu pedálov a technológia výroby .....	13
2.3 Pedálová skupina Formule Student.....	14
3 Súťaž formula student .....	15
3.1 Pravidlá Formule Student týkajúce sa brzdového systému .....	16
4 Zvolené prvky brzdového systému.....	17
4.1 Brzdové strmene .....	17
4.2 Brzdové valce .....	18
4.3 Vahadlo rozdelenia brzdnych síl.....	19
5 Návrh pedálového pomeru.....	20
5.1 Výpočet pedálového pomeru .....	21
6 Návrh brzdového pedálu.....	24
6.1 Zaťažujúce účinky pôsobiace na brzdový pedál .....	24
6.2 Držiak brzdového pedálu .....	24
6.2.1 Uchytenie spínača pretlačenia pedálu .....	25
6.2.2 Pevnostná simulácia držiaku pedálu.....	26
6.3 Rameno pedálu .....	29
6.3.1 Pevnostná simulácia ramena pedálu .....	30
6.4 Zostava brzdového pedálu .....	36
Záver.....	37
Zoznam použitých skratiek a symbolov .....	39



## ÚVOD

Brzdový pedál je jeden z najdôležitejších ovládacích prvkov automobilu. Prostredníctvom tohto pedálu vodič ovláda brzdový systém vozidla, reguluje rýchlosť vozidla. Na spoľahlivom fungovaní pedálu závisí nielen bezpečnosť posádky automobilu, ale aj ľudí v okolí vozidla a preto sú na brzdový pedál kladené rôzne technické požiadavky.

Úlohou tejto práce je navrhnúť brzdový pedál pre vozidlo súťaže Formule Student. Formula Student je medzinárodná súťaž pre tímy študentov vysokých škôl s technickým zameraním. Súťaž rozvíja rôzne schopnosti študentov, či sa už jedná o schopnosť pracovať v tíme, inžinierske schopnosti alebo zdokonalenie sa v anglickom jazyku.

V úvode práce sa zaoberám popisom jednotlivých častí brzdového systému a konštrukcií pedálových skupín automobilov.

V hlavnej časti práce sa zaoberám určením hodnoty pedálového pomeru pre brzdový pedál tak, aby sa odstránili niektoré nedostatky brzdového pedálu monopostu Dragon 6, ktoré sa prejavili po prechode na brzdové valce s menšou hmotnosťou. Cieľom bolo znížiť vysokú citlivosť brzd a skrátiť chod pedálu. Navrhnuté konštrukčné riešenie pedálu bolo nakoniec podrobené analýze napätosti pomocou metódy konečných prvkov a podľa získaných výsledkov upravené. V závere práce bol celkový návrh a výsledky práce náležite zhodnotené.

# 1 BRZDOVÉ SYSTÉMY OSOBNÝCH VOZIDIEL

Brzdový systém je jeden zo základných bezpečnostných prvkov vozidla. Brzdový systém musí spĺňať tri základné úlohy:

- zastaviť vozidlo
- kontrolovať jeho rýchlosť pôsobením brzdných momentov, keď už nestačí prirodzené spomalenie spôsobené trením a odporom vzduchu a
- zabrániť vozidlu v nežiaducom pohybe pri státi na svahu.

Brzdový systém v osobných vozidlách sa ovláda dvomi základnými ovládacími prvkami – prevádzková brzda sa ovláda brzdovým pedálom a parkovacia brzda sa vo väčšine automobilov ovládaná ručnou pákou (pri niektorých automobiloch s automatickou prevodovkou je páka nahradená pedálom). „Prevádzková brzda musí umožniť ovládanie pohybu vozidla a jeho spoľahlivé, rýchle a účinné zastavenie pri akejkoľvek rýchlosti a okamžitej hmotnosti na všetkých stúpaniach a klesaniach“ [2]. Prevádzková brzda je spravidla hydraulická. Vedenie brzdovej kvapaliny musí byť rozdelené do viacerých okruhov, tak aby bol zaistený dostatočný brzdny účinok v prípade netesnosti jedného z brzdových okruhov. Parkovacia brzda je väčšinou ovládaná mechanicky, prostredníctvom oceľových laniek, a zvyčajne pôsobí len na zadnú nápravu.

Samotné spomaľovanie vozidla je spôsobené trením brzdového obloženia – stacionárnej časti brzdy o brzdový kotúč alebo bubon – rotujúcu časť brzdy. Pôsobením trecej sily vzniká na kotúči brzdny moment, ktorý spomaľuje vozidlo. Pohybová energia vozidla sa mení na tepelnú energiu.

## 1.1 ZÁKLADNÉ PRVKY BRZDOVÝCH SYSTÉMOV OSOBNÝCH AUTOMOBILOV

Bežný brzdový systém sa skladá zo zdroja energie, ovládacieho ústrojenstva, prevodu a vlastnej brzdy. Zdrojom energie pre brzdový systém môže byť sila vodiča vozidla (priamočinná brzdová sústava). Ovládacím ústrojenstvom rozumieme časti brzdového systému, ktoré uvádzajú systém do činnosti a ovládajú jeho účinok. Prevod brzdy tvorí spojenie medzi ovládacím ústrojenstvom a časťou brzdy kde vznikajú trecie sily. Môže byť mechanický, hydraulický, pneumatický (podtlakový alebo pretlakový), elektrický alebo kombinovaný. Brzdou rozumieme časti brzdovej sústavy, v ktorých vznikajú sily pôsobiace proti pohybu vozidla alebo proti tendencii k pohybu vozidla [2].

## 1.2 HYDRAULICKÝ PREVOD BRZDOVÉHO SYSTÉMU

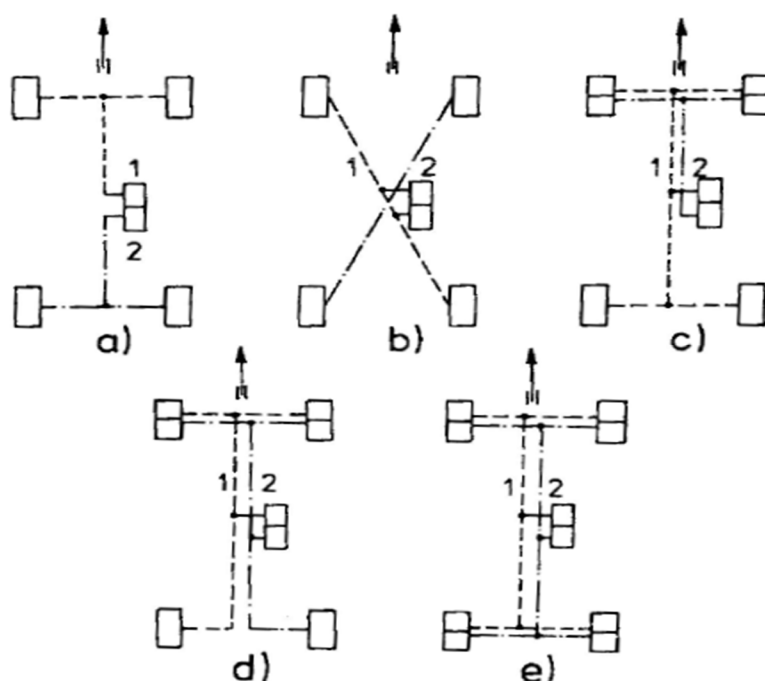
Najdôležitejšou časťou hydraulického prevodu brzdovej sústavy je brzdový valec. Vzniká v ňom potrebný tlak na ovládanie jednotlivých častí brzdy. Medzi základné úlohy brzdového valca patrí:

- vytvoriť tlak v brzdovom okruhu,
- umožniť zmenu objemu kvapaliny v závislosti na teplote,
- umožniť rýchle zníženie tlaku v systéme pri rýchlom odbrzdení.

Z bezpečnostných dôvodov sú dnes hydraulické brzdové sústavy tvorené dvomi brzdovými okruhmi. Obidva okruhy fungujú ako prevádzková brzda a v prípade poruchy funguje neporušený okruh ako núdzová brzda. V sériovo vyrábaných automobiloch sa používa vyššie

spomenutý tandemový brzdový valec zatiaľ čo pri závodných vozidlách je výhodnejšie použiť dva nezávislé brzdové valce.

- Usporiadanie TT – každý okruh brzdí jednu nápravu vozidla.
- Usporiadanie X – diagonálne usporiadanie, brzdový okruh brzdí jedno koleso prednej nápravy a diagonálne k nemu umiestnené koleso zadnej nápravy.
- Usporiadanie HT – jeden brzdový okruh pôsobí na prednú aj zadnú nápravu a druhý len na zadnú nápravu.
- Usporiadanie LL – každý okruh pôsobí na prednú nápravu a jedno zadné koleso.
- Usporiadanie HH – každý brzdový okruh ovláda prednú aj zadnú nápravu.



Obrázok 1 Schematické znázornenie usporiadania brzdových okruhových. [2]

Prenos tlaku hydraulickej kvapaliny z brzdového valca do pracovného priestoru brzdy sa používajú pružné hadicové vedenia. V osobných automobiloch sa používajú na spojenie pevných vedení pripevnených ku karosérii a pohybujúcej sa časti podvozku. Hadice musia byť odolné poveternostným vplyvom, starnutiu a mechanickému poškodeniu.

## 2 PEDÁLOVÉ SKUPINY OSOBNÝCH VOZIDIEL

Pedál je jeden z ovládacích prvkov vozidla, ktorý prenáša silu a pohyb z nohy vodiča na brzdové valce. Zoskupenie viacerých pedálov do jedného konštrukčného celku sa nazýva pedálovou skupinou. Zvyčajne pozostáva z troch pedálov (spojkový, brzdový a plynový pedál) alebo v prípade automatickej prevodovky len z brzdového a plynového pedálu. Pedálová skupina je tiež dôležitým prvkom pasívnej bezpečnosti automobilu, ktorý sa pri náraze nesmie výrazne pohnúť a deformovať.

### 2.1 ROZDELENIE PEDÁLOVÝCH SKUPÍN

Pedálové skupiny je možné rozdeliť podľa rôznych kritérií. Podľa spôsobu umiestnenia vo vozidle sa pedálové skupiny delia na:

- pedálové skupiny zavesené a
- pedálové skupiny pripevnené k podlahe vozidla.

Ďalším kritériom pre rozdelenie pedálových skupín môže byť poloha osi otáčania pedálu a osi brzdového valca. Používajú sa tri konštrukčné usporiadania

- brzdové valce umiestnené nad osou otáčania ramena pedálu,
- brzdové valce umiestnené pod osou otáčania ramena pedálu a
- brzdové valce umiestnené šikmo k ramenu pedálu.

#### 2.1.1 ZAVESENÁ PEDÁLOVÁ SKUPINA

Pedálová sústava je uchytená na prepážke medzi motorovým priestorom a priestorom pre posádku („firewall“). Toto usporiadanie je najpoužívannejšie v súčasných osobných a úžitkových automobiloch. Brzdové valce môžu byť umiestnené v motorovom priestore alebo v priestore pod palubnou doskou vozidla. Zavesená pedálová skupina umožňuje umiestniť brzdový valec v motorovom priestore vozidla do väčšej výšky a tým zlepšiť jeho prístupnosť pre servisné úkony. Nevýhodou je priestorová náročnosť v pozdĺžnom smere.

Ak sú brzdové valce umiestnené pod palubnou doskou nie sú vystavené nepriaznivým vplyvom ako je napríklad zvýšená teplota, nečistoty alebo vibrácie. Nevýhodou je väčšia výška pedálovej skupiny. Výhodou naopak je, že pedále môžu byť dlhšie a brzdové valce nie sú viditeľné z miesta vodiča. Zavesené pedále sú menej vystavené korózii ako pedále pripevnené k podlahe.

Tento typ pedálových skupín nie je veľmi vhodný pre vozidlá Formule Student nakoľko je táto pedálová skupina umiestnená pomerne vysoko, čím dochádza k zvyšovaniu polohy ťažiska vozidla.



Obrázok 2 Zavesená pedálová skupina s brzdovými valcami pod osou otáčania pedálu (vľavo) [9] a nad osou otáčania pedálu (vpravo). [8]

### 2.1.2 PEDÁLOVÁ SKUPINA PRIPEVNENÁ K PODLAHE

Tento typ pedálovej skupiny je často používaný v nízkyh závodných automobiloch, naopak v osobných automobiloch sa používa len výnimočne. Hlavnou výhodou je nižšie položené ťažisko pedálovej skupiny ako pri pedálovej skupine zavesenej. Výhodou je tiež nižšia výška, ktorá zhruba odpovedá veľkosti chodidla vodiča. Nevýhodou tohto usporiadania sú väčšie priestorové nároky v pozdĺžnom smere a nepriaznivejšie pracovné prostredie.



Obrázok 3 Pedálová skupina pripevnená k podlahe vozidla s brzdovými valcami pod osou otáčania pedálu (vľavo) [10] a nad osou otáčania pedálu (vpravo). [7]

## 2.2 MATERIÁLY POUŽÍVANÉ NA VÝROBU PEDÁLOV A TECHNOLÓGIA VÝROBY

Pedále dnešných osobných automobilov sa vyrábajú z rôznych druhov materiálov, napríklad ocele alebo rôznych druhov plastov. Pri návrhu pedálov, ktoré sa majú sériovo vyrábať je potrebné dbať na nízke výrobné náklady s čím súvisí jednoduchosť návrhu. Rozšírenie používania plastov súvisí najmä so snahou o zníženie hmotnosti vozidla a teda aj zníženie spotreby pohonných hmôt. Jedine brzdový pedál sa stále vyrába z ocele alebo prípadne z hliníkovej zliatiny. Dôvodom sú prípadné katastrofálne následky ak by došlo k zlyhaniu

brzdového pedálu. Rameno pedálu je často tvorené len oceľovou pásovinou s privarenými púzdrami pre čapy. Prípadne môže mať rameno priečny prierez v tvare písmena „U“ alebo môže byť použitý obdĺžnikový profil. Plynový pedál je prakticky vo všetkých moderných automobiloch vyrobený z plastu. Tento pedál neprenáša výrazné zaťaženie a zväčša slúži len k ovládaniu potenciometru elektronického plynu, preto je možné použiť ľahší a menej pevný materiál.

Pri voľbe technológie výroby je potrebné brať ohľad na to či sa jedná o kusovú alebo sériovú výrobu. V sériovej výrobe sa vyžaduje jednoduchý tvar a nízky počet výrobných operácií. Cieľom je dosiahnutie čo najnižších nákladov. Pri kusovej výrobe je možné použiť zložitejší tvar napríklad za účelom zníženia hmotnosti. Môžu sa použiť náročnejšie a drahšie technológie ako napríklad frézovanie a zváranie.

Kvôli lepšej ergonomii pedálu sú pedále zakončené rozšírenou gumenou šľapkou s drážkovaným povrchom. Úlohou drážkovaného povrchu je zabrániť zošmyknutiu nohy vodiča z pedálu.



Obrázok 4 Plastový pedál elektronického plynu automobilu Volkswagen Passat B5 [12].

## 2.3 PEDÁLOVÁ SKUPINA FORMULE STUDENT

Vo vozidlách Formule Student najčastejšie používajú pedálové skupiny pripevnené k podlahe vozidla. Hlavnou výhodou je nízko položené ťažisko skupiny a menšie nároky na zástavbový priestor. Ďalšou výhodou je nižšia predná časť vozidla oproti vozidlám s pedálovou skupinou zavesenou. Väčšina tímov používa pedálovú skupinu pripevnenú k podlahe vozidla s brzdovými valcami uloženými šikmo alebo horizontálne nad osou otáčania ramena pedálu.

Tiež sú rozdiely v základnej koncepcii pedálovej skupiny. V závislosti na systéme ovládania spojky a radenia prevodových stupňov používajú niektoré tímy na svojich vozidlách tri pedále (spojkový, brzdový a plynový pedál) alebo len dva pedále (brzdový a plynový pedál). Toto usporiadanie je použité aj na monopostoch Dragon tímu TU Brno racing. Spojka je ovládaná ručnou pákou, umiestnenou v blízkosti volantu. Toto riešenie je dostatočné nakoľko spojka je potrebná len na rozjazd vozidla a počas jazdy sa nepoužíva.

Materiály, ktoré môžu byť použité na výrobu brzdového pedálu sú dané pravidlami súťaže. Môže byť použitá oceľ, hliníková zliatina alebo titan (viz. 3.1 Pravidlá Formule Student). Materiál ostatných pedálov nie je obmedzený. Na výrobu plynového pedálu sa často používa karbonový kompozit alebo hliníková zliatina.



### 3 SÚŤAŽ FORMULA STUDENT

Formula Student je medzinárodná súťaž študentských tímov z technických univerzít. Súťaž vznikla v Amerike v roku 1981 pod názvom Formula SAE a od roku 1998 sa koná aj v Európe pod názvom Formula Student. Úlohou každého tímu je navrhnuť a postaviť jednomiestne vozidlo formulového typu, s ktorým sa následne tím účastní závodov. Úlohou nie je postaviť len najrýchlejšie auto, ale tím musí zhodnotiť, obhájiť svoje navrhnuté konštrukčné riešenia a dôležité je aj finančné hľadisko.

Súťaž má dve hlavné kategórie – Formula Student Electric a Formula Student Combustion. Súťaž sa riadi vlastnými pravidlami, ktoré definujú základné parametre vozidla ako napríklad minimálny rázvor náprav, minimálny priemer kolesa, maximálny objem motora ale najmä sa zameriavajú na bezpečnosť vozidiel. Počas vývoja vozidla musia byť niektoré bezpečnostné prvky dynamicky odskúšané, napríklad deformačný člen. To, či vozidlo spĺňa pravidlá súťaže overujú organizátori počas technickej kontroly. V prípade, že vozidlo touto kontrolou neprejde, nemôže sa zúčastniť dynamických disciplín.

Súťažné disciplíny možno rozdeliť na dve hlavné kategórie a to na statické disciplíny a dynamické disciplíny. Medzi dynamické disciplíny patrí akcelerácia na 75 metrov s pevným štartom, skidpad, kde sa overí funkčnosť podvozkovvej časti vozidla. Ďalšou disciplínou je auto-cross, ktorý slúži aj ako kvalifikácia na vytrvalostnú disciplínu endurance. Vytrvalostné preteky sú dlhé 22 km, pričom v polovici preteku prebieha výmena vodiča a technická kontrola vozidla. Medzi statické disciplíny patrí Cost report, design a prezentácia. Každá disciplína je bodovo ohodnotená, maximálny počet bodov, ktorý môže tím získať je 1000.

Počas súťaže študenti prezentujú svoje riešenia pred odborníkmi z popredných firiem v automobilovom priemysle a získavajú cenné skúsenosti. V neposlednom rade študenti môžu porovnať svoje konštrukčné schopnosti s ostatnými študentmi z celého sveta.



Obrázok 5 Spoločná fotka tímov na Formula Student Germany 2015. [11]

### 3.1 PRAVIDLÁ FORMULE STUDENT TÝKAJÚCE SA BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Pravidlá súťaže definujú základné parametre brzdového systému ale zároveň dávajú študentom dostatok priestoru a voľnosti pri jeho návrhu. Hlavnou úlohou pravidiel je zaistiť bezpečnosť vodiča. Počas technickej kontroly vozidlo prechádza aj testom bŕd, v ktorom musí dôjsť k zablokovaniu všetkých štyroch kolies a auto nesmie vybočiť z priamej trajektórie.

„T7.1 Vozidlo musí byť vybavené brzdovým systémom, ktorý pôsobí na všetky štyri kolesá, a je ovládaný jedným ovládacím prvkom.

T7.1.1 Brzdový systém pozostáva z dvoch na sebe nezávislých hydraulických systémov, aby v prípade úniku kvapaliny z jedného okruhu brzdny účinok pôsobil na zvyšné najmenej dve kolesá.

T7.1.2 Jedna brzda pôsobiaca na samosvorný diferenciál je akceptovateľná.

T7.1.3 Brzdový systém musí byť schopný zablokovať všetky štyri kolesá v priebehu testu bŕd.

T7.1.4 „Brake-by-wire“ brzdové systémy sú zakázané.

T7.1.5 Nechránené plastové brzdové vedenia sú zakázané.

T7.1.6 Brzdový systém musí byť chránený pred možnou poruchou hnacieho ústrojenstva.

T7.1.8 Brzdový pedál musí byť navrhnutý tak aby vydržal zaťaženie 2000N bez poškodenia samotného pedálu alebo pedálovej sústavy. Toto je kontrolované stlačením pedálu porotcom maximálnou silou akú dokáže vyvinúť v normálnej pozícii vodiča.

T7.1.9 Brzdový pedál musí byť vyrobený z ocele, hliníku alebo titanu.

T7.2.1 Brzdový systém sa kontroluje dynamicky, pri čom sa musí overiť schopnosť zablokovať všetky štyri kolesá, a zastaviť vozidlo v priamej dráhe.

T7.3.1 Súčasťou elektrického okruhu vozidla musí byť spínač pretlačenia brzdového pedálu, ktorý je zapojený sériovo s ostatnými vypínacími tlačidlami vozidla. V prípade pretlačenia pedálu spínač rozopne elektrický obvod vozidla.

T7.3.2 Opätovné zapnutie tohto spínača nesmie mať za následok obnovenie prívodu elektrického prúdu, a musí byť navrhnutý tak aby ho vodič nebol schopný ovládať.

T7.3.4 Spínač pretlačenia brzdového pedálu musí byť mechanický, jednopólový, dvojpolohový prepínač. „Preložený výpis z oficiálnych pravidiel súťaže týkajúcich sa brzdového systému. [4]



## 4 ZVOLENÉ PRVKY BRZDOVÉHO SYSTÉMU

Brzdový systém sa skladá z celkom štyroch kotúčových brzd pripevnených na každom kolese. Na prednej náprave sú použité štvor-piestikové a na zadnej náprave dvoj-piestikové pevné strmene. Použité sú plávajúce brzdové kotúče, pripevnené na náboj kola, s priečnym vŕtaním pre lepší odvod tepla.

Hydraulický systém je tvorený dvomi nezávislými brzdovými okruhmi. Usporiadanie hydraulických okruhov je TT (Obr. 1 a)). Jeden okruh ovláda brzdy na prednej náprave a druhý okruh brzdy na zadnej náprave. Každý okruh má vlastný brzdový valec s vlastným zásobníkom brzdovej kvapaliny. Aby bolo zabezpečené čo najideálnejšie rozdelenie brzdnych síl medzi prednou a zadnou nápravou sú brzdové valce namontované na vahadle („balance bar“). Toto vahadlo je vodič schopný prestavovať priamo počas jazdy prostredníctvom otočného ovládača. Brzdový systém nemá posilňovač brzdneho účinku a nepoužíva ani systém ABS.

### 4.1 BRZDOVÉ STRMENE

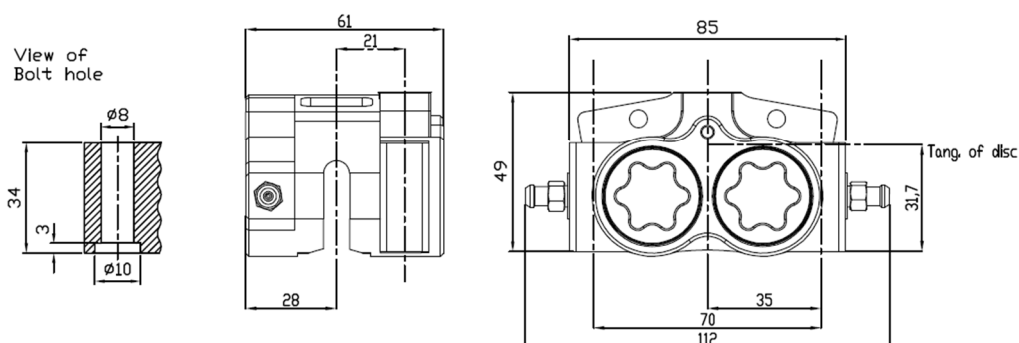
Na prednej náprave sú použité brzdové strmene ISR 22048 (obr. 6), ktoré sú výrobcom určené pre motocykle o objeme 125 cm<sup>3</sup> a pre ľahké závodné automobily ako aj pre vozidlá formule student. Samotný strmeň je pevne axiálne pripevnený k tehlici. Strmeň má štyri piestiky a je vhodný pre použitie s kotúčmi s priemerom 150 až 250 mm, pričom výška trecej plochy je 27 mm. [4]

Na zadnej náprave sú použité strmene ISR 22049 (obr. 7), ktoré sú výrobcom navrhnuté pre použitie na motocross-ových motocykloch ale odporúča ich použitie aj pre ľahké automobily. Strmeň je pripevnený k tehlici radiálne. Strmeň má dva piestiky a je vhodný pre použitie s kotúčmi priemeru 150-250 mm, pričom výška trecej plochy je rovnako 27mm ako pri strmeňoch na prednej náprave. [5]

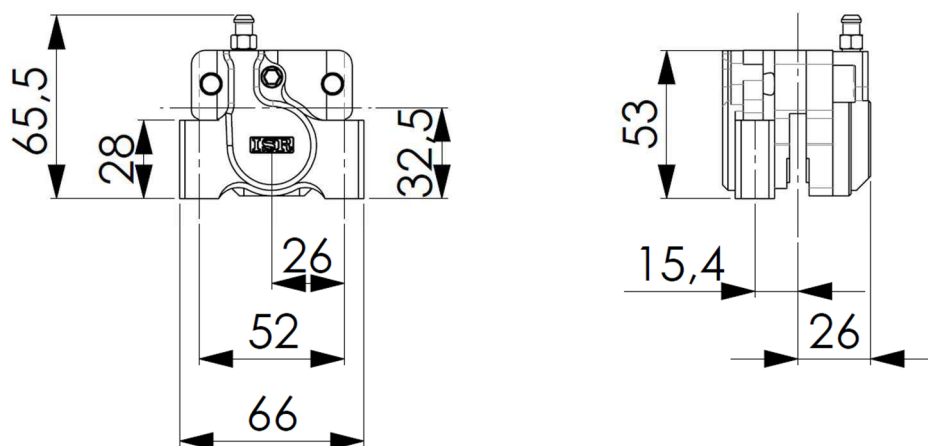
Strmene prednej aj zadnej nápravy sú vyrobené z hliníkovej zliatiny a ich povrch je eloxovaný.

Tabuľka 1 Parametre brzdových strmeňov použitých na vozidle.

	Predná náprava	Zadná náprava
Označenie strmeňa	ISR 22048	ISR22049
Počet piestikov	4	2
Priemer piestiku [mm]	25	
Priemer brzdového kotúča [mm]	150-250	
Výška trecej plochy [mm]	27	
Druh uchytenia	Axiálne uchytenie	Radiálne uchytenie
Hmotnosť [g] (vrátane brzdových platničiek)	460	290



Obrázok 6 Brzdový strmeň ISR 22048 [5]



Obrázok 7 Brzdový strmeň ISR 22049 [6]

## 4.2 BRZDOVÉ VALCE

Oba brzdové okruhy sú ovládané brzdovými valcami od spoločnosti Beringer. Spoločnosť tieto valce vyvinula pre použitie na športových motocykloch. Tieto valce boli použité na minulom monoposte a rozhodol som sa ich zachovať kvôli ich nízkej hmotnosti.

V prednom okruhu je zapojený brzdový valec Beringer MC12.7 (obr. 8) s priemerom piestu 12,7 mm a zdvihom piestu 20 mm. Hmotnosť brzdového valca bez kĺbových zakončení je 74 g.

V zadnom okruhu je zapojený brzdový valec Beringer MC 17.5 s priemerom piestu 17,5 mm a zdvihom piestu 23 mm.

Oba brzdové valce sú vyrobené z hliníkovej zliatiny trieskovým obrábaním na CNC obrábacích strojoch. Povrch valcov je eloxovaný, dostupný vo viacerých farebných odtieňoch. Brzdové valce pracujú s brzdovou kvapalinou podľa normy DOT 4.

Tabuľka 2 Parametre brzdových valcov.

	Predný brzdový okruh	Zadný brzdový okruh
Označenie valca	Beringer MC12,7	Beringer MC17.5
Priemer piestu [mm]	12,7	17,5
Pracovný zdvih piestu [mm]	20	23



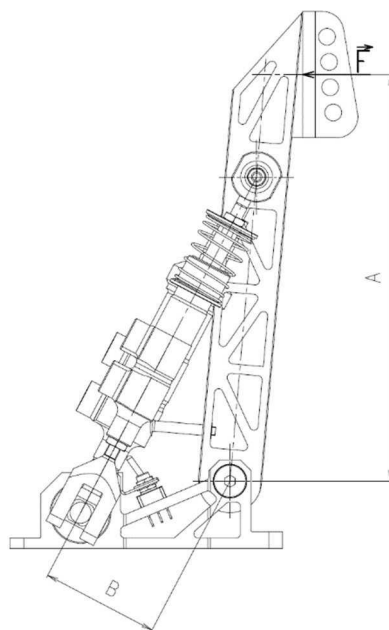
Obrázok 8 Brzdový valec Beringer MC12.7 [14]

### 4.3 VAHADLO ROZDELENIA BRZDNÝCH SÍL

Úlohou vahadla je rozdeliť silu pôsobiacu na ramene pedálu medzi brzdový valec predného a zadného brzdového okruhu. Percentuálne rozdelenie síl závisí na nastavenej polohe vahadla. Ak je stredový kĺb vahadla presne v strede medzi brzdovými valcami tak na každý valec pôsobí rovnako veľká sila. Ak sa ale vahadlo prestaví napríklad do polohy bližšie k pravému valcu tak na pravý valec pôsobí väčšia sila ako na ľavý valec. Niektoré vahadlá používané v pretekárskych automobiloch sa dajú ovládať priamo z priestoru vodiča, prostredníctvom otočného ovládača umiestneného na palubnej doske spojeného s vahadlom ocelovým lankom.

## 5 NÁVRH PEDÁLOVÉHO POMERU

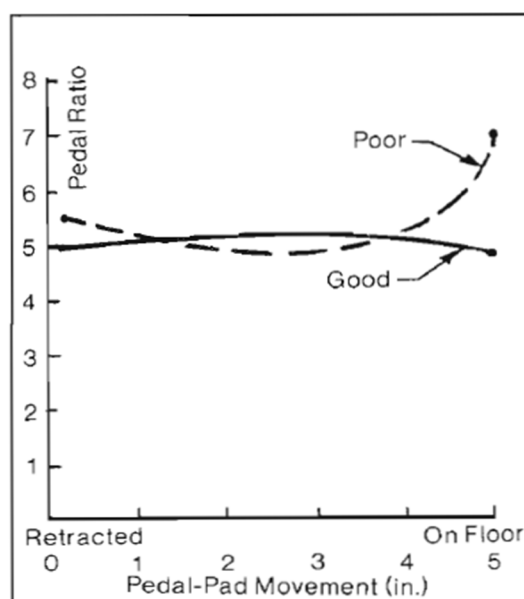
Sila pôsobiaca na brzdové valce je niekoľko násobne väčšia ako sila, ktorú vyvinie vodič na brzdový pedál. Brzdový pedál funguje ako jednoduchá páka, ktorá násobí silu, ktorú vyvinie vodič a prenáša ju na brzdové valce. Pedálový pomer môžeme definovať ako pomer sily pôsobiacej na brzdový valec a sily pôsobiacej na brzdový pedál. Tiež je možné definovať pedálový pomer z geometrie pedálu ako pomer vzdialeností A a B, kde vzdialenosť A značí vzdialenosť pôsobiska sily F od čapu pedálu a vzdialenosť B značí kolmú vzdialenosť osi brzdových valcov od čapu pedálu (obr. 9).



Obrázok 9 Pedálový pomer je pomer vzdialeností A a B

Správnou voľbou pedálového pomeru je možné výrazným spôsobom ovplyvniť ovládateľnosť brzdového systému a najmä pocity vodiča. Pocity vodiča sú síce subjektívne, ale vodič by mal byť schopný predvídať ako sa bude brzdový systém správať a prípadné mäknutie brzdového pedálu alebo príliš citlivý brzdový pedál by mohli spôsobiť jeho panickú reakciu. Pre rôzne konštrukcie brzdového systému sú doporučené iné hodnoty pedálového pomeru. Pre systémy bez posilňovača brzdneho účinku je doporučená hodnota pedálového pomeru v rozmedzí 3,5 až 5 zatiaľ čo pri systémoch s posilňovačom je táto hodnota menšia a je v intervale 2 až 3. Dôležitá je tiež zmena pedálového pomeru v závislosti na stlačení brzdového pedálu. Táto zmena by mala byť minimálna a mala by mať plynulý priebeh (Obr. 10). S touto skutočnosťou treba počítvať pri návrhu pedálu. V prípade nepriaznivého priebehu pedálového pomeru môže pedál klesať rôznej odpor voči sile, ktorou pôsobí vodič.

Pri pedáli, ku ktorému sú pripevnené brzdové valce šikmo je dôležitý aj pohyb samotných brzdových valcov. Tie by nemali prechádzať cez ich vertikálnu polohu. Následkom by mohol byť náhly prepád pedálu a nepredvídateľnosť správania sa brzdového pedálu.



Obrázok 10 Priebek pedálového pomeru. [1]

## 5.1 VÝPOČET PEDÁLOVÉHO POMERU

Pri návrhu pedálového pomeru sa vychádza zo skúseností získaných pri návrhu starších monopostov. Pri návrhu monopostu Dragon 6 boli použité brzdivé valce s menším priemerom piestiku ale hodnota pedálového pomeru ostala skoro rovnaká. Cieľom výpočtu je zvoliť hodnotu pedálového pomeru tak aby bol požadovaný tlak v okruhu dosiahnutý pri pôsobení rovnako veľkej sily ako na monoposte Dragon 5.

Tabuľka 3 Parametre brzdového systému monopostov Dragon 5 a Dragon 6 potrebné pre výpočet pedálového pomeru.

Brzdový okruh	Tlak [MPa]	Priemer piestu brzdového valca [mm]	
		Dragon 5	Dragon 6
Predná náprava	$p_1 = 7,0$	$d_1 = 14,1$	$d_3 = 12,7$
Zadná náprava	$p_2 = 2,3$	$d_2 = 19,0$	$d_4 = 17,5$

Výpočet sily potrebnej na vytvorenie požadovaného tlaku v brzdovom okruhu prednej nápravy monopostu Dragon 5.

$$F_1 = p_1 \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \quad (1)$$

$$F_1 = 7 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0141^2}{4} = 1\,093,02 \text{ N}$$

$$F_1 = 1\,093 \text{ N}$$

Výpočet sily potrebnej na vytvorenie požadovaného tlaku v brzdovom okruhu zadnej nápravy monopostu Dragon 5.

$$F_2 = p_2 \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \text{ [N]} \quad (2)$$

$$F_2 = 2,3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} = 652,12 \text{ N}$$

$$F_2 = 652 \text{ N}$$

$F_2$  značí silu pôsobiacu na hlavný brzdový valec,  $p_2$  tlak v brzdovom okruhu a  $d_2$  je priemer piestu brzdového valca. Hodnoty sú uvedené v tabuľke 3.

Sila pôsobiaca na vahadlo („balance bar“) sa rovná súčtu síl pôsobiacich na hlavné brzdové valce  $F_1$  a  $F_2$ .

$$F_{12} = F_1 + F_2 = 1\,745 \text{ N} \quad (3)$$

Veľkosť sily, ktorou musí vodič pôsobiť na rameno pedálu sa určí vydelením sily pôsobiacej na vahadlo („balance bar“)  $F_{12}$  hodnotou pedálového pomeru  $P_{p1}$ .

$$F_{p12} = \frac{F_{12}}{P_{p1}} \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_{p12} = \frac{1\,745,14}{4,53} = 385,24 \text{ N}$$

Rovnaký výpočet sa zopakuje pre brzdový systém monopostu Dragon 6. Určenie sily potrebnej na vytvorenie požadovaného tlaku v brzdovom okruhu prednej nápravy monopostu Dragon 6.

$$F_3 = p_3 \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_3 = 7,0 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0127^2}{4} = 886,74 \text{ N}$$

$$F_3 = 887 \text{ N}$$

Výpočet sily potrebnej na vytvorenie požadovaného tlaku v brzdovom okruhu zadnej nápravy monopostu Dragon 6.

$$F_4 = p_4 \frac{\pi \cdot d_4^2}{4} \text{ [N]} \quad (6)$$

$$F_4 = 2,3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0175^2}{4} = 553,21 \text{ N}$$

$$F_4 = 553 \text{ N}$$

Sila pôsobiaca na vahadlo („balance bar“) sa rovná súčtu síl pôsobiacich na hlavné brzdové valce.

$$F_{34} = F_3 + F_4 = 1\,440 \text{ N} \quad (7)$$

Veľkosť sily, ktorou musí vodič pôsobiť na rameno pedálu, aby vytvoril požadovaný tlak v brzdovom systéme monopostu Dragon 6.

$$F_{p34} = \frac{F_{34}}{p_{p2}} [\text{N}] \quad (8)$$

$$F_{p34} = \frac{1439,95}{4,52} = 318,57 \text{ N}$$

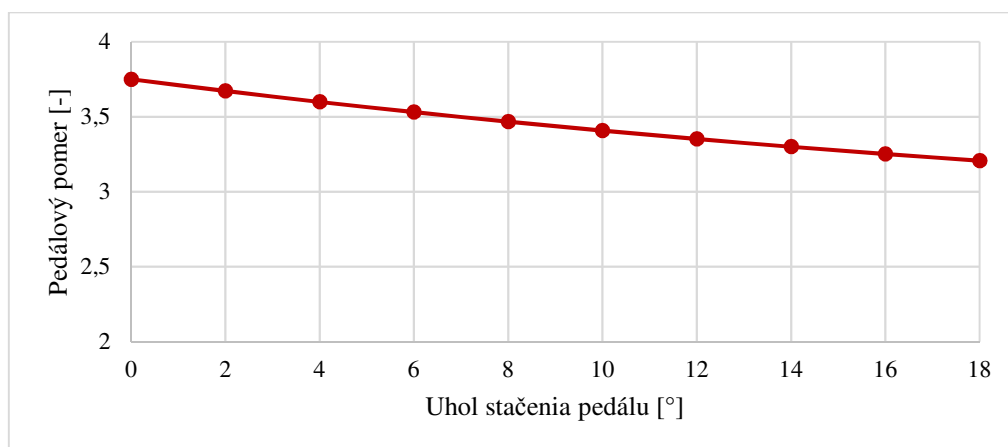
Rozdiel veľkosti vyvinutej sily na ramene pedálu potrebnej na dosiahnutie požadovaného tlaku v brzdovom systéme je 66,67N, čo odpovedá zhruba 17,3% celkovej sily potrebnej na vyvinutie maximálneho brzdného účinku na monoposte Dragon 5.

Výslednú hodnotu pedálového pomeru  $P_{pv}$  je možné určiť vydelením sily pôsobiacej na vahadlo monopostu Dragon 6  $F_{34}$  veľkosťou sily pôsobiacej na rameno pedálu monopostu Dragon 5  $F_{p12}$ .

$$P_{pv} = \frac{F_{34}}{F_{p12}} [-] \quad (9)$$

$$P_{pv} = \frac{1\,439,95}{385,24} = 3,75$$

Na základe výpočtu bol zvolený základný pedálový pomer 3,75. Táto hodnota je na spodnej hranici intervalu doporučených hodnôt pedálového pomeru pre systémy bez posilňovača brzdného účinku. Priebeh pedálového pomeru pre navrhnutý brzdový pedál je zobrazený na obr. 11. Z grafu je jasne viditeľné, že pedálový pomer klesá s narastajúcim stlačením pedálu. Tento priebeh je vyhovujúci a má za následok to, že brzdový pedál sa vodičovým postupným stláčaním pedálu javí tuhší a nedochádza k nežiaducemu prepadu brzdového pedálu. Minimálna hodnota pedálového pomeru pri úplnom stačení brzdového pedálu je 3,19. Zmena pedálového pomeru je 14,93% hodnoty v nezaťaženom stave.



Obrázok 11 Závislosť pedálového pomeru na polohe pedál

## 6 NÁVRH BRZDOVÉHO PEDÁLU

Pri návrhu pedálu sa vychádzalo z brzdového pedálu použitého na monoposte Dragon 6. CAD modely boli vytvorené v študentskej verzii programu PTC Creo Parametric 3.0. Pevnostné analýzy boli uskutočnené metódou konečných prvkov v programe ANSYS Workbench 17.1. Každý diel bol analyzovaný v dvoch zaťažujúcich stavoch, pri rozvážení brzdnych síl 50/50 a 60/40 (predný valec/zadný valec). Nakoľko bolo prevedených viacero simulácií s rôznymi okrajovými podmienkami a výsledky sú pomerne rozsiahle tak sú v práci uvedené len výsledky, ktoré ovplyvnili návrh jednotlivých dielov. Pri vytváraní CAD modelu boli použité modely kĺbových zakončení z katalógu spoločnosti SKF.

### 6.1 ZAŤAŽUJÚCE ÚČINKY PÔSOBIACE NA BRZDOVÝ PEDÁL

Pri návrhu brzdového pedálu by mal konštruktér uvažovať dve sily, ktoré môžu na pedál pôsobiť. Jedna z nich je maximálna sila, akú je schopný vodič vytvoriť a druhá je sila, ktorá pôsobí pri maximálnom spomalení, prudkom brzdení. Sila pôsobiaca pri maximálnom spomalení je sila, ktorou pôsobí vodič v snahe čo najrýchlejšie spomaliť vozidlo. V závodnom aute je vždy snaha spomaliť čo najrýchlejšie a teda táto sila pôsobí skoro pri každom brzdení. Naopak pri núdzovom brzdení, kedy vodič prepadne panike a snaží sa čo najrýchlejšie zastaviť, pôsobí na pedál najväčšou silou akú dokáže vytvoriť. Ako je uvedené v kapitole 3.1 pravidlá súťaže vyžadujú aby bol brzdový pedál dimenzovaný na pôsobiacu silu 2000N.

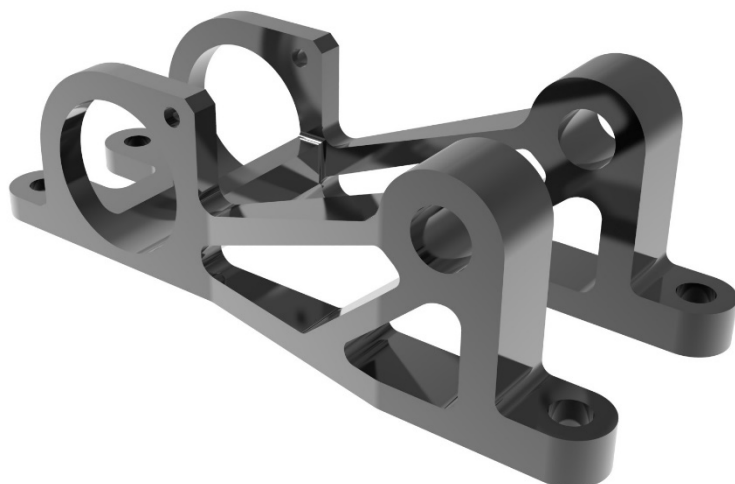
### 6.2 DRŽIAK BRZDOVÉHO PEDÁLU

Brzdový pedál je pripevnený k rámu vozidla prostredníctvom držiaku, ktorý je pripevnený k rámu vozidla dvomi skrutkami M6 a dvomi skrutkami M5. Okrem ramena pedálu je k tomuto držiaku pripevnený aj spínač pretlačenia brzdového pedálu. Držiak pedálu musí byť dostatočne tuhý, pričom si musí zachovať nízku hmotnosť a malé rozmery.

Navrhnutý držiak konštrukčne vychádza z predchádzajúceho držiaku. Teda je frézovaný z hliníkovej zliatiny AW EN 7075. V zadnej časti je otvor pre uloženie vahadla („balance bar-u“) a v prednej otvor pre čap na ktorom sa otáča rameno pedálu. Ako čap je použitá lícovaná skrutka s priemerom valcovej časti 10 mm.

Pretože došlo k zmenšeniu hodnoty pedálového pomeru došlo k predĺženiu celého držiaku. Aby sa získal čo najkratší chod pedálu musel byť otvor pre čap, na ktorom sa otáča rameno pedálu vyosený voči otvoru pre vahadlo („balance bar“) o 15 mm. Vzdialenosť týchto otvorov v pozdĺžnom smere narástla o 25 mm. Úspechom je, že aj pri zväčšení rozmerov držiaku ostala zachovaná jeho hmotnosť približne 103 g.





Obrázok 12 3D model držiaku brzdového pedálu.

### 6.2.1 UCHYTENIE SPÍNAČA PRETLAČENIA PEDÁLU

V prípade poruchy jedného alebo oboch brzdových okruhov, napríklad z dôvodu netesnosti, musí dôjsť k prerušeniu elektrického obvodu a vypnutiu zapalovania motora. Túto funkciu zabezpečuje spínač pretlačenia brzdového pedálu. Jedná sa o jedнопólový vypínač umiestnený tak, že v prípade poruchy ho dlhší chod pedálu prepne do rozopnutej polohy.

Uchytenie samotného vypínača k držiaku pedálu je prostredníctvom držiaku z ohýbaného oceľového plechu hrúbky 1 mm. Tento držiak je pripevnený k držiaku pedálu dvoma skrutkami M4x6. Prostredná časť držiaku je odlahčená tromi otvormi s priemerom 5 mm.

Aby bol zabezpečený dopad ramena pedálu na vypínač je na ramene umiestnený kolík, ktorého úlohou je dopadnúť na vypínač. Kolík je pripevnený k ramenu závitom M5. Zaradením tohto kolíku do zostavy sa výrazne zjednodušil držiak samotného vypínača. Dĺžku kolíku je možné upraviť pomocou závitov, čo umožňuje kompenzovať predĺženie chodu pedálu súvisiace s opotrebením brzdového obloženia.

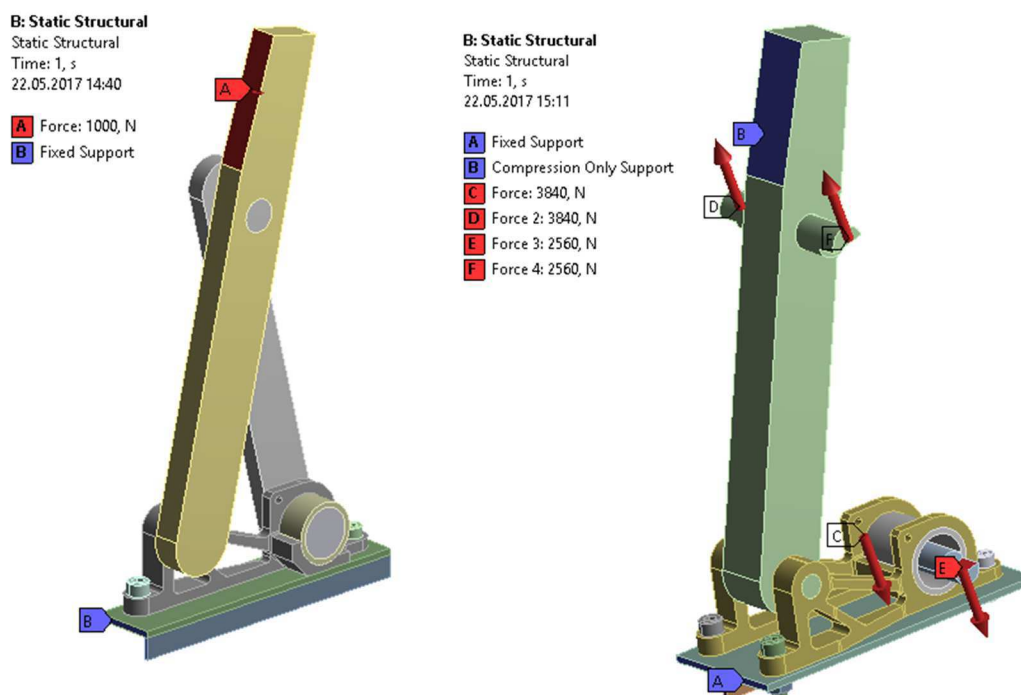


Obrázok 13 Umiestnenie spínača pretlačenia brzdového pedálu spolu s držiakom.

### 6.2.2 PEVNOSTNÁ SIMULÁCIA DRŽIAKU PEDÁLU

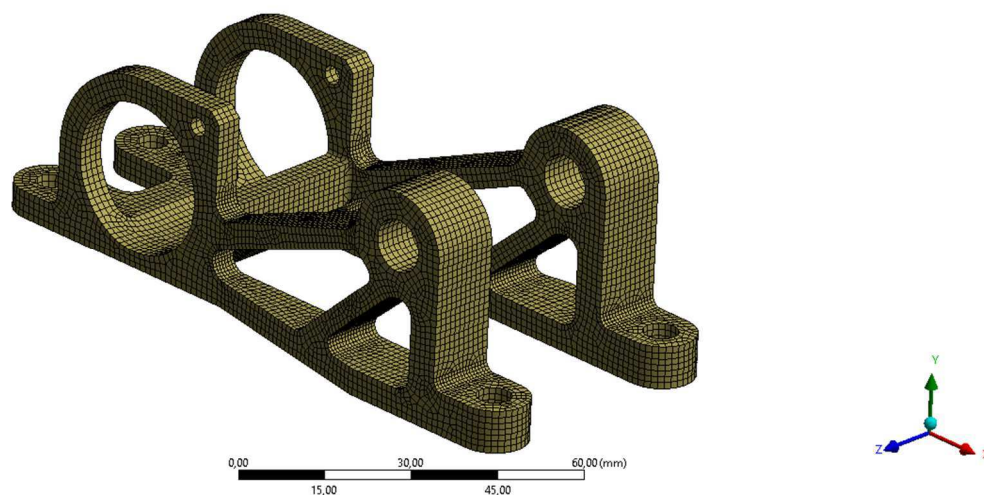
Návrh držiaku bol podrobený pevnostnej analýze. Ako je uvedené v úvode kapitoly kontrolovali sa dva prevádzkové stavy. V modeli bola zvolená konfigurácia pedálu odpovedajúca maximálnemu stlačeniu pedálu, v ktorej sa najviac prejaví moment kolmý na osu ramena pedálu a krútiaci moment. Pre skrátenie výpočtu pri rozvážení 50/50 bola z dôvodu symetrie držiaku analyzovaná len polovica modelu držiaku. Rameno pedálu a brzdové valce boli nahradené telesami, ktorých deformácia sa zanedbáva (obr. 14). Pri simulovaní rozváženia 60/40 boli vynechané telesá nahradzujúce brzdové valce a bolo použité rovno silové pôsobenie na vahadlo a rameno pedálu. Dôvodom bola snaha znížiť počet prvkov a tým skrátiť dobu výpočtu.

Zaťaženie pedálu silou bolo realizované na náhradnom telese ramena pedálu. Držiak bol pre účely simulácie upevnený k podložke z 3 mm hrubého oceľového plechu, aby sa dosiahlo presnejších výsledkov. Na konce tejto podložky bola použitá väzba „fixed support“, ktorou sa simuluje zvar so zvyškom rámu, ktorý sa v simulácii považuje za dokonale tuhý. V simulácii sa neuvažovalo predpätie skrutiek, ktorými je držiak pripevnený k podložke. Kontakty medzi jednotlivými telesami boli nastavené ako „Frictional“ s koeficientom statického trenia 0,05 pre oceľový povrch s mastným povrchom.

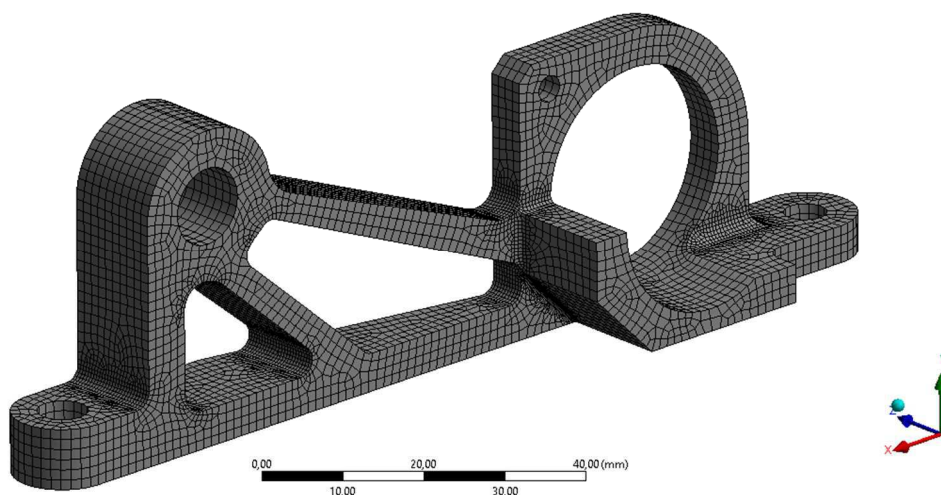


Obrázok 14 Zaťaženie držiaku pedálu. Rozváženie 50/50 vľavo (využitie roviny symetrie) a 60/40 vpravo

Nesledovalo vytvorenie výpočtovej siete. Použitá bola metóda vytvárania siete „Hex dominant method“ kedy má konečný prvok približne tvar kocky. Veľkosť základného prvku bola zvolená 1,25 mm. V zaobleniach bola sieť zjemnená na veľkosť 0,5 mm. Na náhradných telesách, ktoré neanalyzujeme bola veľkosť prvku 3 mm.



Obrázok 15 Výpočtová sieť modelu držiaku pedálu.



Obrázok 16 Výpočtová sieť modelu pri symetrickom zaťažení.

Výsledkom simulácii sú deformácie a napätia v modeli. Maximálna deformácia držiaku bola v mieste uchytenia spínaču pretlačenia brzdového pedálu a jej hodnota bola 0,131 mm (Obr. 18). Táto deformácia neovplyvňuje funkčnosť držiaku a je funkčne prípustná.

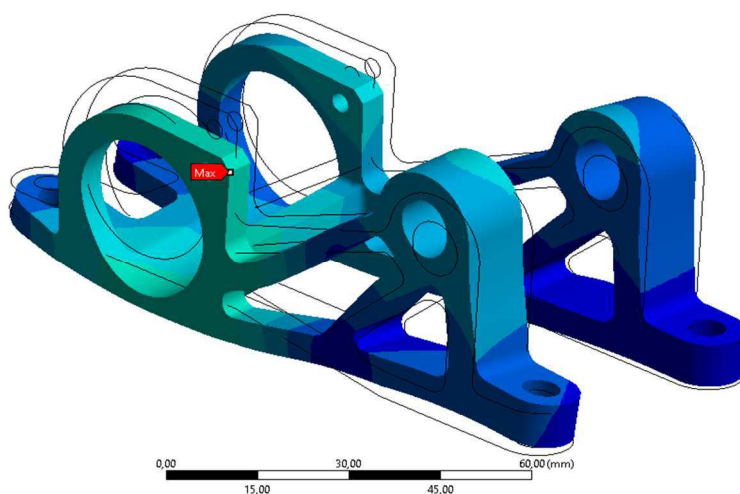
Pre určenie bezpečnosti k medznému stavu boli určené maximálne hodnoty napätia v modeli. Použitá bola podmienka plasticity HMH. Maximálna hodnota napätia bolo porovnaná s materiálovou charakteristikou, medzou klzu. Hodnoty materiálových charakteristík hliníkovej zliatiny EN AW 7075 sú umiestnené v tabuľke 4. Maximálne napätie malo pri rozvážení 50/50 hodnotu 264 MPa a pri rozvážení 60/40 táto hodnota vzrástla na 286 MPa. Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti je 1,53. Táto hodnota je dostačujúca.

. Tabuľka 4 Mechanické vlastnosti hliníkovej zliatiny EN AW 7075.

Materiál	R <sub>m</sub> [MPa]	R <sub>p0,2</sub> [MPa]	Zvariteľnosť
EN AW 7075	525	440	Nevhodné

B: Static Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
22.05.2017 15:01

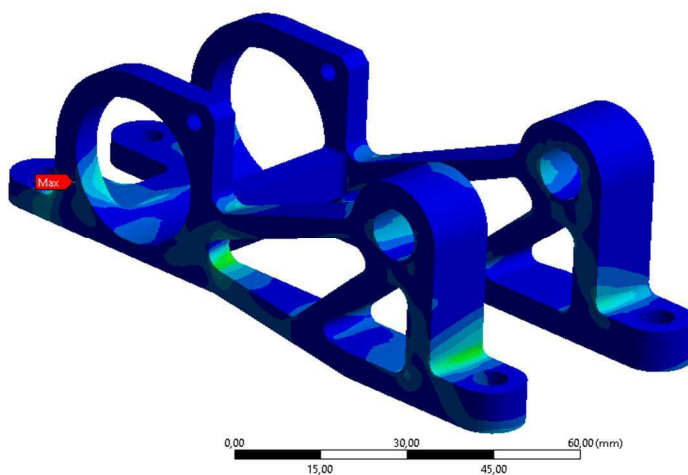
0,37404 Max  
0,34732  
0,3206  
0,29389  
0,26717  
0,24045  
0,21373  
0,18702  
0,1603  
0,13358  
0,10687  
0,080151  
0,053434  
0,026717  
0 Min



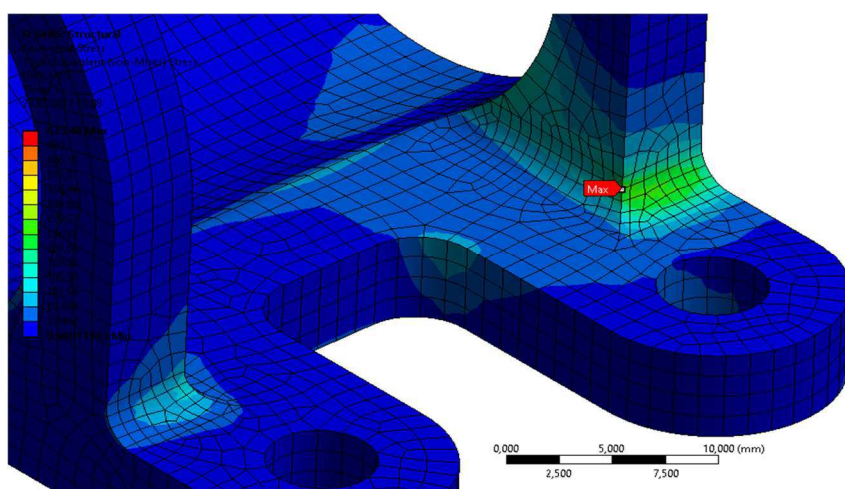
Obrázok 17 Deformácia držiaku pedálu

B: Static Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
18.05.2017 14:52

633,48 Max  
440  
406,15  
372,31  
338,46  
304,62  
270,77  
236,92  
203,08  
169,23  
135,38  
101,54  
67,692  
33,846  
0,00011703 Min



Obrázok 18 Rozloženie napätia v držiaku pedálu



Obrázok 19 Maximálne napätie v držiaku pedálu.

### 6.3 RAMENO PEDÁLU

Rameno pedálu je vyrobené z obdĺžnikového profilu z hliníkovej zliatiny, na ktorom sú privarené púzdra pre čap, na ktorom sa otáča samotné rameno a pre čap, na ktorý sú prichytené brzdové valce. Navrhovaná metóda zvarovania TIG. Hliníkový profil bol v pôvodnom návrhu odľahčený viacerými trojuholníkovými otvormi. Tieto otvory boli na základe pevnostných analýz postupne upravované až nakoniec boli úplne zamietnuté. Pedál je uchytý vo frézovanom držiaku z hliníkovej zliatiny. Rameno má klzné uloženie, ako otočný čap je použitá lícovaná skrutka a priemerom valcovej časti 10 mm.

V hornej časti je na ramene pripevnená šľapka z karbónového kompozitu. Kvôli zachovaniu potrebnej ergonomie pedálu bolo potrebné upraviť šľapku pedálu pridaním podložky, ktorá kompenzuje naklonenie pedálu smerom k vodičovi. Táto podložka je navrhnutá ako osobitný plastový diel, ale jednou z možností by bolo aj zalaminovanie tohto dielu priamo pri výrobe šľapky.

Tabuľka 5 Mechanické vlastnosti hliníkovej zliatiny EN AW 6060.

Materiál	R <sub>m</sub> [MPa]	R <sub>p0,2</sub> [MPa]	Zvariteľnosť
EN AW 6060	215	160	Dobrá



Obrázok 20 Časti ramena brzdového pedálu. Pôvodný návrh ramena.



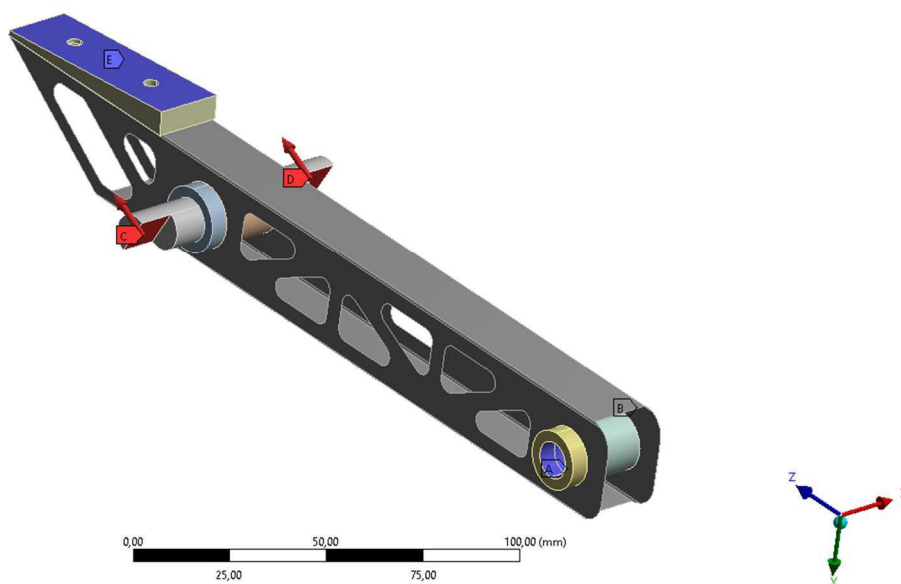
### 6.3.1 PEVNOSTNÁ SIMULÁCIA RAMENA PEDÁLU

Rameno brzdového pedálu je namáhané hlavne na ohyb. Keďže je ale v brzdovom systéme zaradené vahadlo rozvážania brzdných síl v prednom a zadnom okruhu dochádza k zmene zaťaženia v závislosti na polohe tohto vahadla. Konkrétne dôjde k vzniku ohybového momentu v smere kolmo na os ramena pedálu a k vzniku krútiaceho momentu. Vznik krútiaceho momentu môže spôsobiť aj excentrické uloženie šľapky pedálu, alebo pôsobenie nohy vodiča na jeden okraj šľapky. Prvá príčina sa dá odstrániť vhodnou konštrukciou a umiestnením šľapky na ramene pedálu. Druhú príčinu eliminuje bočné vedenie šľapky, ktoré udržiava nohu vodiča v správnej pozícii. Samozrejme toto bočné vedenie sa dá použiť len v prípade ak vodič obsluhuje len dva pedále a nemusí nohu prekladať z jedného pedálu na druhý, ako je to vo väčšine osobných áut.

Pre účely dosiahnutia ideálneho počtu prvkov a skrátenie doby výpočtu bolo rameno pedálu vymodelované ako stredová plocha, ktorej bola následne v simulácii priradená požadovaná hrúbka 2 mm. Zaťaženie pedálu bolo realizované dvomi silami na čape kde sú umiestnené brzdové valce (Obr. 22). Pri rozvážení 50/50 mali obe sily veľkosť 3200 N a pri rozvážení 60/40 mali veľkosť 3840 N a 2560 N. Pedál bol uchytený pomocou rotačnej väzby („Cylindrical support“) a v mieste šľapky bola použitá väzba povoľujúca len tlakové pôsobenie („Compression only support“). Na bode spodného čapu bol v jednom bode zamedzený posuv s smere osi X, aby sa zabránilo prípadnému pohybu modelu.

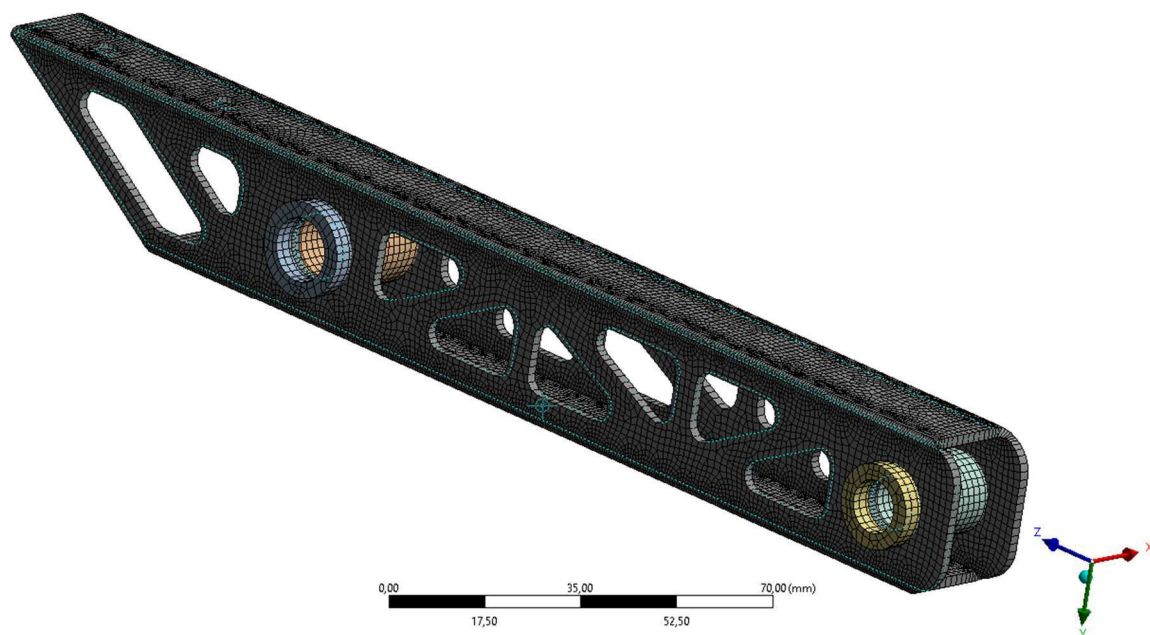
B: Static Structural  
Static Structural  
Time: 1, s  
17.05.2017 19:14

A Cylindrical Support: 0, mm  
B Displacement  
C Force: 3200, N  
D Force 2: 3200, N  
E Compression Only Support



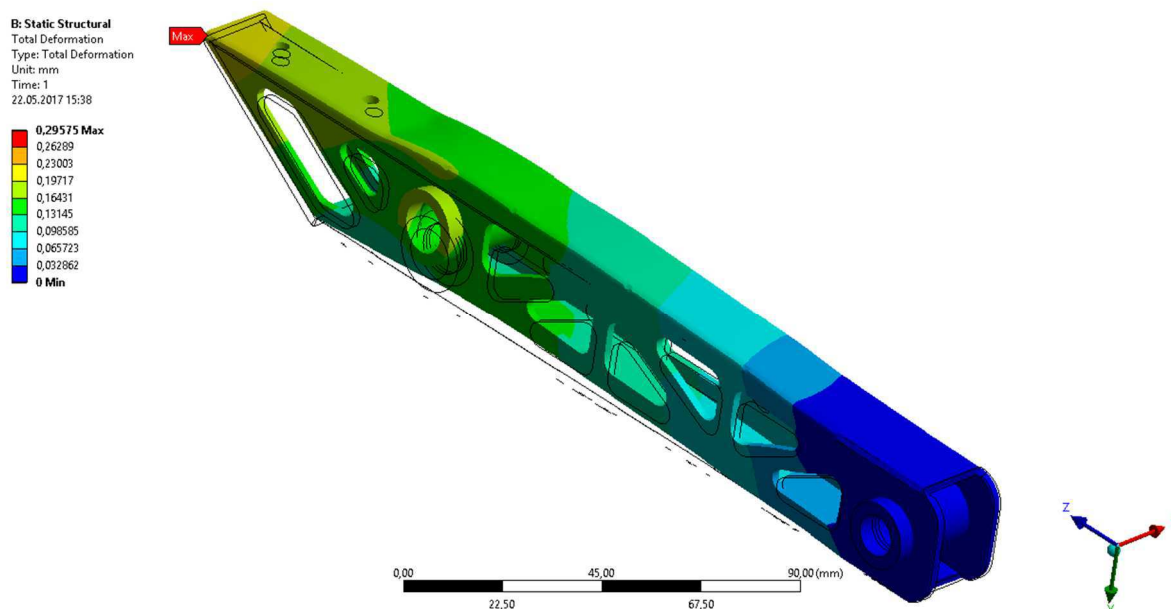
Obrázok 21 Zaťaženie ramena pedálu.

Nasledovalo vytvorenie výpočtovej siete metódou „Hex dominant method“. Základná veľkosť prvku bola zvolená 2 mm a v miestach zaoblení a predpokladaných koncentrátoroch napätí bola sieť zjemnená na 0,75 mm (Obr. 23). Veľkosť prvku na čapoch bol 1,5 mm.

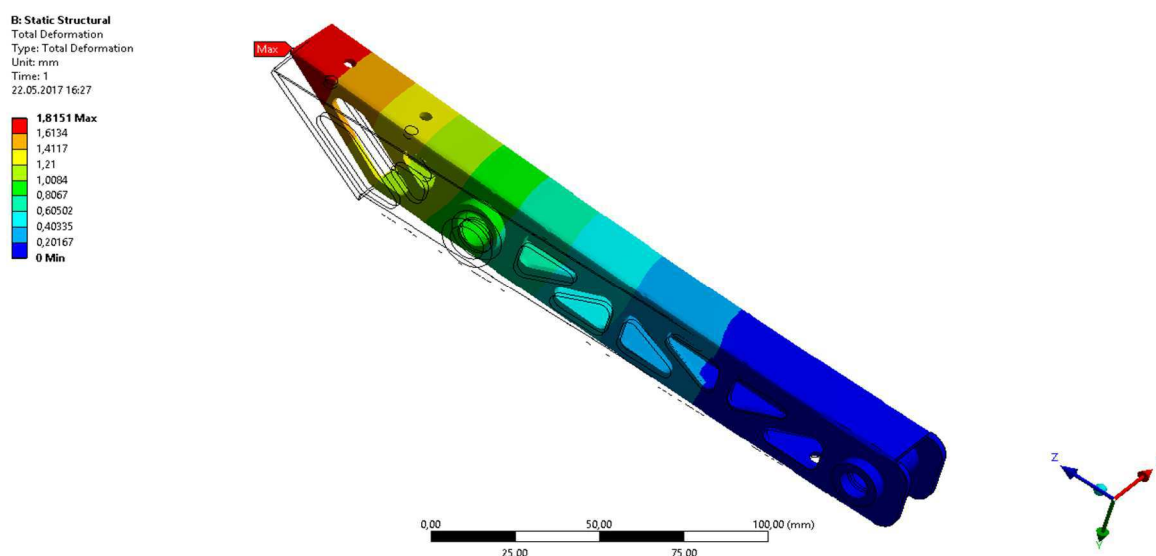


Obrázok 22 Výpočtová sieť modelu.

Cieľom simulácie bolo určiť deformáciu a maximálne napätia v ramene pedálu. V oboch analyzovaných prípadoch vyšla maximálna deformácia na hornej hrane ramena pedálu. Za zmienku stojí veľký rozdiel vo vypočítaných deformáciách pre dané rozváženia 0,2 mm a 1,8 mm (Obr. 23 a Obr. 24).

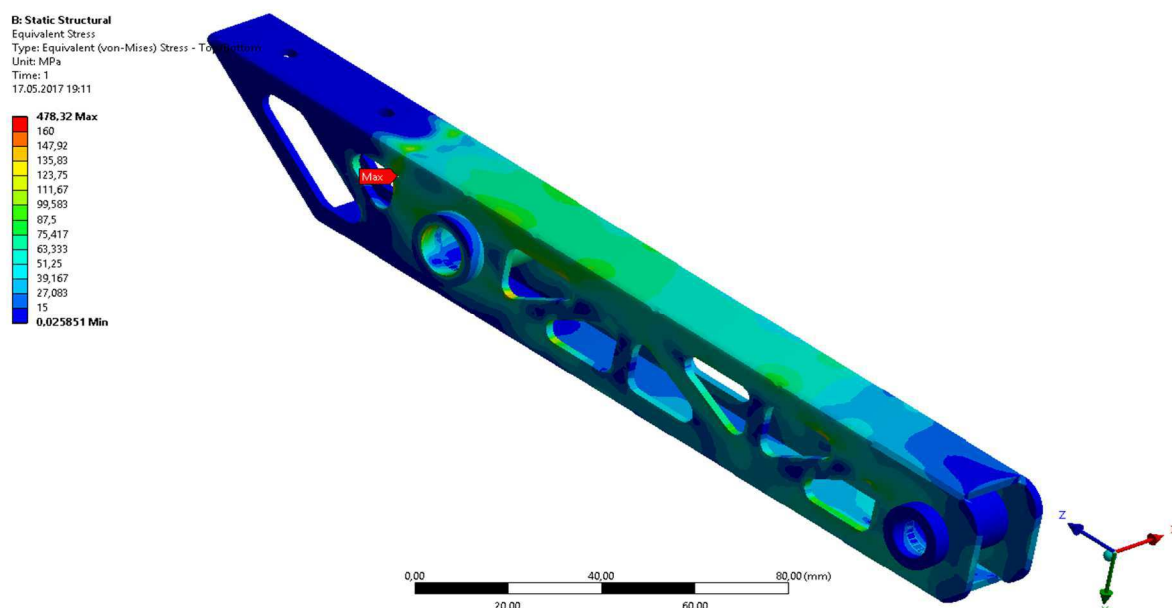


Obrázok 23 Deformácia pôvodného návrhu ramena pedálu pri rozvážení 50/50.



Obrázok 24 Deformácia ramena pri rozvážení 50/50.

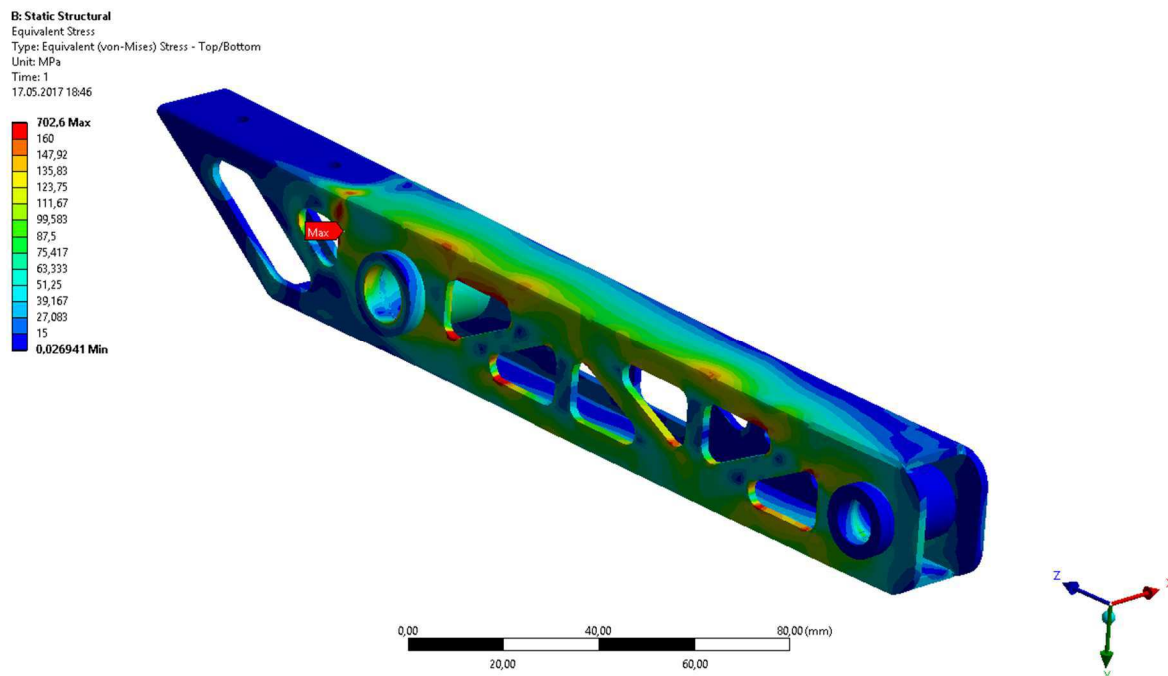
K určení bezpečnosti k medznému stavu pružnosti bolo potrebné zistiť hodnoty maximálnych napätí v ramene pedálu. Napätie bolo určené podľa podmienky plasticity HMM. V hornej časti pedálu a v mieste prechodov zaoblení na rovné úseky sa objavili vysoké koncentrácie napätí. Pri rozvážení 50/50, kedy sa neprejavuje ohybový moment kolmý na os ramena pedálu a krútiaci moment, napätia dosahujú maximálnych hodnôt okolo 130 MPa. Výnimkou je len odľahčenie nad horným čapom pedálu kde došlo k veľkej koncentrácii napätia, ktorého hodnota presiahla hodnotu medze klzu, konkrétne na 175 MPa. Táto hodnotu ale v zmysle Saint-Venantovho princípu neodpovedá realite. V tejto oblasti bola na stredovú plochu pripevnená šľapka pedálu a preto je táto hodnota skreslená. Rameno by teda metódou simulovania zaťaženia používanou po minulé roky bolo uznané za vyhovujúce.



Obrázok 25 Napätie v ramene pedálu pri rozvážení 50/50, podľa podmienky HMM.

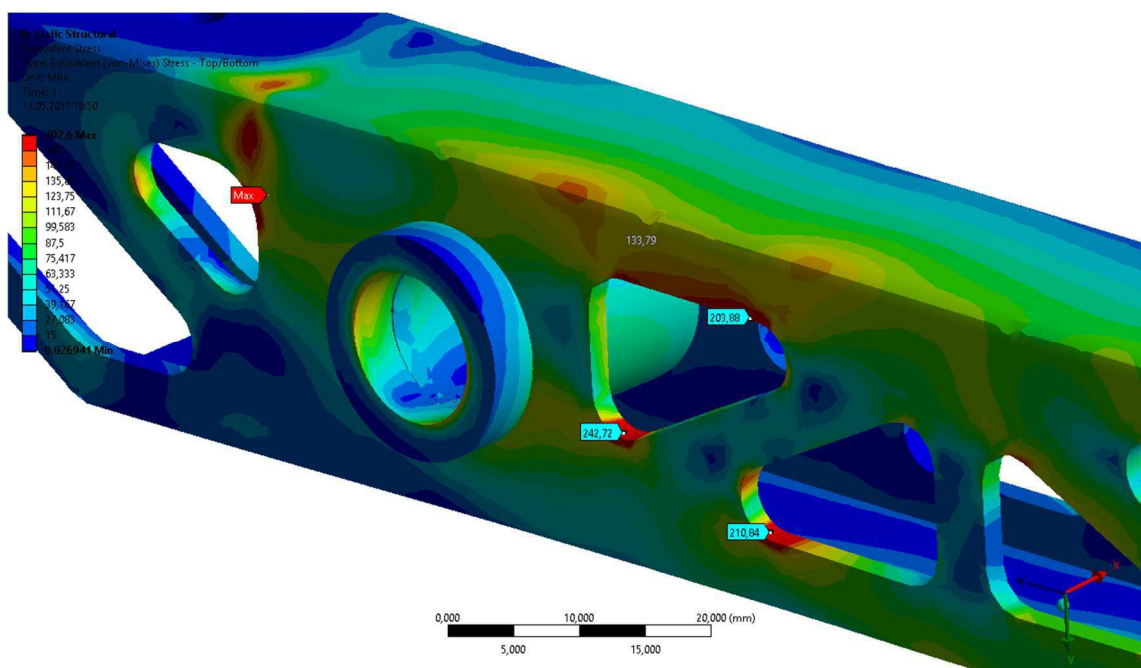


Nasledovalo nasimulovanie rozváženia 60/40. Vypočítané maximálne hodnoty napätia prekračovali v niektorých koncentrátoroch aj medzu pevnosti a preto musel byť tento návrh zamietnutý. Mechanické vlastnosti materiálu sú uvedené v tabuľke 5.



Obrázok 26 Napätie v ramene pedálu pri rozvážení 60/40.

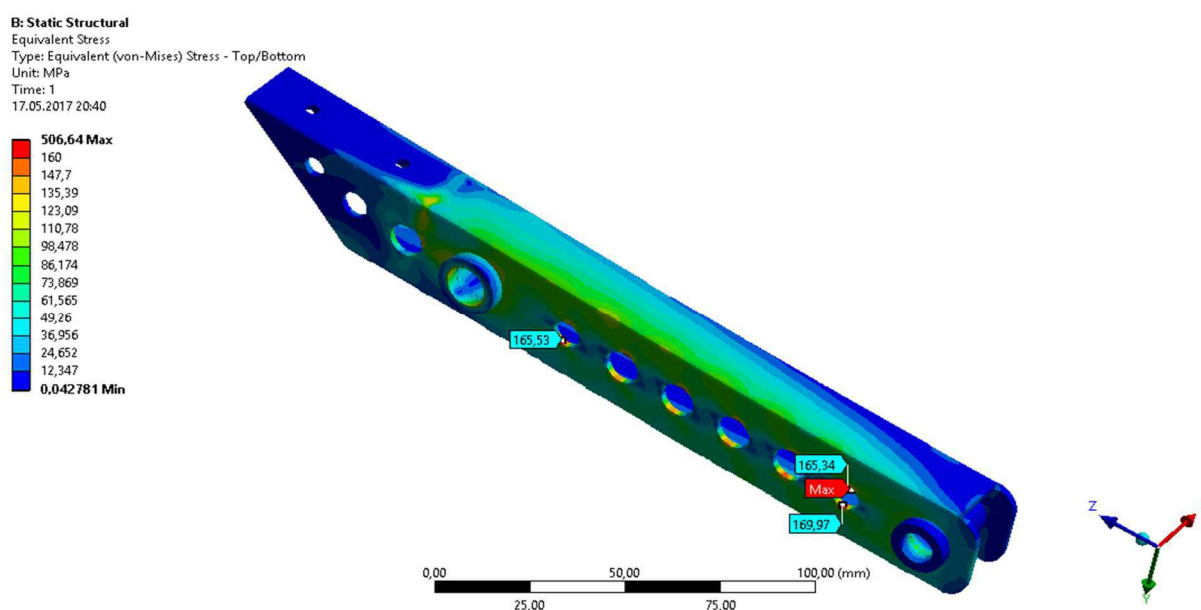
Na základe simulácie bol návrh uznaný za nedostatočný a musel byť prepracovaný. Nasledovala úprava zaoblení v snahe znížiť tieto napätia. Táto úprava nepriniesla želaný efekt a preto sa prešlo k zmene tvaru odľahčujúcich otvorov.



Obrázok 27 Detail na miesta koncentrácie napätia v pôvodnom návrhu pedálu.

Trojuholníkový tvar bol nahradený kruhovým tvarom. Výhodou by bola okrem nižších koncentrácií napätí aj nižšia náročnosť výroby. Otvory je možné vyvŕtať na stolovej vŕtačke zatiaľ čo predchádzajúci návrh by musel byť vytvorený laserovým vypaľovaním.

Pre upravený návrh bol zopakovaný postup ako pri predchádzajúcej simulácii. Na základe výpočtu prebehlo viacero iterácií v snahe nájsť optimálne rozloženie otvorov a ich správnu veľkosť. Postupnými úpravami bol získaný model s štyrmi otvormi priemeru 10 mm a dvomi otvormi priemeru 6 mm v spodnej časti. V hornej časti pedálu ostali tri otvory priemeru 10 mm, 8 mm a 6 mm. Touto úpravou sa podarilo znížiť napätia na hodnotu blížiacu sa k hodnote medze klzu materiálu. Maximálne napätie vzniklo na spodnom odľahčujúcom otvore a malo hodnotu 170 MPa. Teda ani tento návrh nevyhovuje. Úspora hmotnosti nebola tak výrazná aby sa oplátilo riskovať nesplnenie pravidiel súťaže.



Obrázok 28 Napätie v upravenom návrhu pedálu.

Záverečný návrh pedálu je bez akýchkoľvek odľahčení, čím sa eliminovali možné koncentrátoory napätia a zároveň zvýšila tuhosť celého ramena. Výrazne sa zjednodušila výroba pedálu ale zároveň sa zvýšila jeho hmotnosť o 25 g.

Maximálna deformácia neodľahčeného pedálu na hornej hrane ramena je 0,22 mm. Maximálne napätie je v mieste styku šľapky pedálu s ramenom. Ako už bolo popísané v predchádzajúcej časti, toto napätie je značne skreslené a reálne napätie bude menšie. Maximálne napätie by malo byť v mieste horného čapu kde sú prichytené brzdovalce, nakoľko v tomto mieste je najväčší ohybový moment. V týchto miestach dosahuje napätie hodnôt v rozmedzí 80 MPa až 95 MPa. Teda bezpečnosť k medznému stavu pružnosti je 1,68. Teda návrh vyhovuje.

B: Static Structural

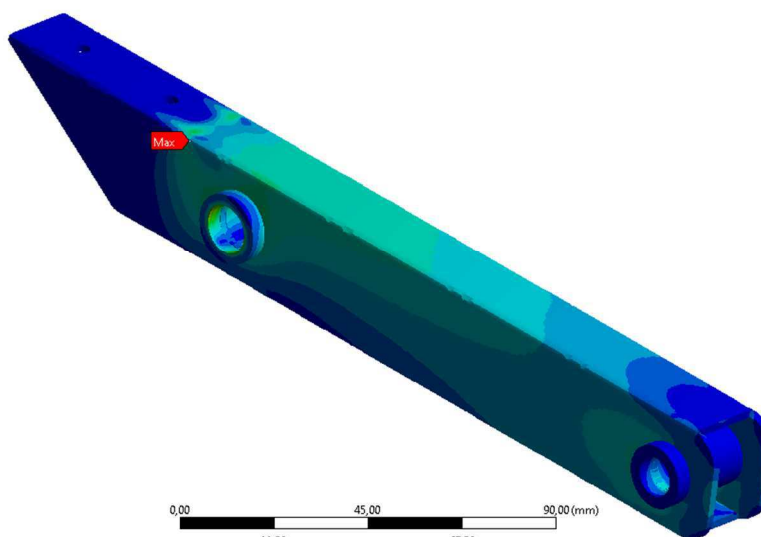
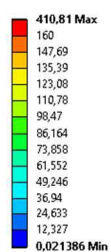
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.05.2017 21:01



Obrázok 29 Napätie pri rozvážení 50/50.

B: Static Structural

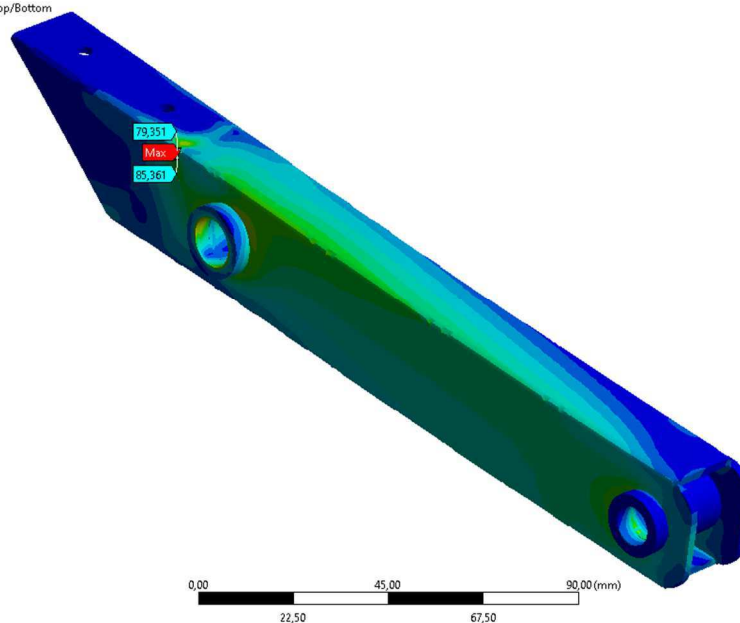
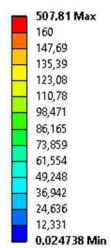
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

17.05.2017 20:22



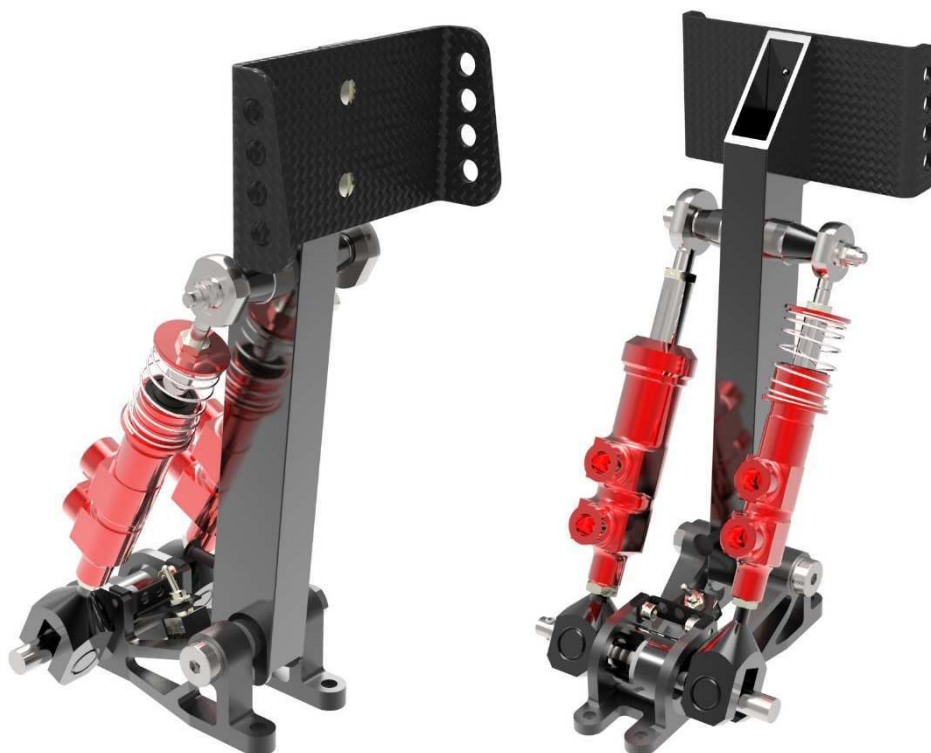
Obrázok 30 Napätie pri rozvážení 60/40.

## 6.4 ZOSTAVA BRZDOVÉHO PEDÁLU

Zostava brzdového pedálu pozostáva z piatich hlavných celkov a to z ramena brzdového pedálu, brzdových valcov, vahadla („balance bar-u“), spínaču pretlačenia brzdového pedálu a držiaku brzdového pedálu.

Ako už bolo uvedené v predchádzajúcich kapitolách, z dôvodu menších zástavbových rozmerov bolo zvolené šikmé uloženie brzdových valcov. Toto usporiadanie má priaznivú polohu ťažiska a keďže je zostava kratšia oproti pedálu s vodorovne uloženými valcami prispieva aj k zníženiu momentu zotrvačnosti k osi otáčania vozidla. Boli použité brzdové valce od spoločnosti Beringer s priemerom 12,7 mm a 17,5 mm. Po určení pedálového pomeru bolo potrebné určiť vzájomnú polohu čapov tak aby sa dosiahol čo najkratší chod pedálu. Táto skutočnosť si vyžiadala naklonenie ramena pedálu o  $5^\circ$  smerom k vodičovi vozidla. Výsledný chod pedálu je  $18,5^\circ$  čo je o  $6^\circ$  menej ako v predchádzajúcom riešení.

Natočenie ramena pedálu smerom k vodičovi zásadne zhoršilo ergonómiu pedálu. Preto bola pod šľapku pedálu pridaná podložka, ktorá kompenzuje toto natočenie. Táto podložka by potenciálne mohla byť zalaminovaná priamo pri výrobe šľapky, ktorá by tak tvorila jeden celok. Úpravou prešlo aj rameno pedálu. Pri zohľadnení vplyvu okamžitého rozváženia brzdnych síl na napätie a deformáciu vo výpočtových simuláciách sa návrh ukázal ako nevyhovujúci. Preto bolo použité rameno bez akýchkoľvek odľahčení. Výsledná hmotnosť modelu zostavy brzdového pedálu je 0,86 kg, čo je zhruba o 50g menej ako predchádzajúci brzdový pedál.



Obrázok 31 Navrhnutá zostava brzdového pedálu.

## ZÁVER

Cieľom tejto bakalárskej práce bolo vytvoriť návrh brzdového pedálu pre vozidlo Formule Student. Pri návrhu sa dbalo na to aby sa odstránili problémy, ktoré sa objavili po prechode na brzdové valce s menším priemerom piestu.

Dôležitou súčasťou zostavy pedálu sú brzdové valce. Rovnaký typ valcov bol použitý na predchádzajúcom monoposte, ale brzdový systém bol príliš citlivý a chod pedálu bol tiež veľmi dlhý. Porovnaním pedálov dvoch predchádzajúcich monopostov bola určená optimálna hodnota pedálového pomeru 3,75.

Vytvorený 3D model je zložený z piatich hlavných častí a to z ramena brzdového pedálu, brzdových valcov, vahadla rozváženia brzdnych síl a spínača pretlačenia brzdového pedálu. Napriek tomu, že je držiak dlhší o 25 mm zostala hmotnosť držiaku prakticky rovnaká. Po prevedení napäťových analýz metódou konečných prvkov boli uskutočnené už len malé úpravy zaoblení tak, aby sa znížili koncentrácie napätí. Maximálne napätie malo hodnotu 286 MPa a teda finálny návrh s bezpečnosťou 1,53 bol uznaný za vyhovujúci.

Pri návrhu pedálu bol vo výpočtovej simulácii uvažovaný aj vplyv rozváženia síl medzi jednotlivými brzdovými valcami. Pôvodný návrh pedálu síce vyhovoval pri zanedbaní rozváženia síl, ale pri rozvážení 40/60 vznikli v pedále napätia v niektorých prípadoch prekračujúce medzu pevnosti materiálu. Preto bol návrh upravený a v konečnom návrhu boli odľahčujúce otvory úplne vynechané. Výsledné maximálne napätie dosahovalo hodnôt v rozmedzí 80 MPa až 95 MPa a návrh s bezpečnosťou 1,68 bol uznaný za vyhovujúci.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] PUHN, Fred. *Brake handbook*. Tucson, AZ: HP Books, c1985. ISBN 0895862328.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] Formula Student Rules 2017. Formula SAE. [online]. 23.5.2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3>
- [5] [online]. Copyright © Copyright ISR Brakes 2004 [cit. 01.04.2017]. Dostupné z: <http://www.isr-brakes.se/products/calipers/22-048.shtml>
- [6] [online]. Copyright © Copyright ISR Brakes 2004 [cit. 01.04.2017]. Dostupné z: <http://www.isr-brakes.se/products/calipers/22-049.shtml>
- [7] 600-Series 3-Pedal Floor Mount Assembly - Tilton Engineering. Tilton Engineering - Innovative, High-Quality Racing Products [online]. Copyright © 2017. All Rights Reserved. [cit. 21.03.2017]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/600-series-3-pedal-floor-mount-assembly>
- [8] 800-Series Overhung Pedal Assembly - Tilton Engineering. Tilton Engineering - Innovative, High-Quality Racing Products [online]. Copyright © 2017. All Rights Reserved. [cit. 21.03.2017]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/800-series-overhung-pedal-assembly/>
- [9] 800-Series Firewall-Mount Pedal Assembly - Tilton Engineering. Tilton Engineering - Innovative, High-Quality Racing Products [online]. Copyright © 2017. All Rights Reserved. [cit. 21.03.2017]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/800-series-firewall-mount-pedal-assembly/>
- [10] 600-Series 3-Pedal Underfoot Assembly - Tilton Engineering. Tilton Engineering - Innovative, High-Quality Racing Products [online]. Copyright © 2017. All Rights Reserved. [cit. 21.03.2017]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/600-series-3-pedal-underfoot-assembly/>
- [11] FS Events - DHBW Engineering e.V.. [online]. Copyright © 2017 DHBW Engineering Stuttgart e.V. [cit. 22.05.2017]. Dostupné z: <https://www.dhbw-engineering.de/events.html>
- [12] [online]. Dostupné z: [https://c1552172.ssl.cf0.rackcdn.com/60544\\_x600.jpg](https://c1552172.ssl.cf0.rackcdn.com/60544_x600.jpg)
- [13] BERINGER : Rear Clutch Master (&#934;12.7) Red [MC12.7X22R]. *Motorcycle Parts & Accessories from Japan - Webike* [online]. Copyright © 2017 Webike Japan. [cit. 23.05.2017]. Dostupné z: <https://japan.webike.net/products/20288222.html>



## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$d_1$	[mm]	Priemer brzdového valca predného brzdového okruhu monopostu Dragon 5
$d_2$	[mm]	Priemer brzdového valca zadného brzdového okruhu monopostu Dragon 5
$d_3$	[mm]	Priemer brzdového valca predného brzdového okruhu monopostu Dragon 6
$d_4$	[mm]	Priemer brzdového valca zadného brzdového okruhu monopostu Dragon 6
$F_1$	[N]	Sila pôsobiaca na valec predného okruhu monopostu Dragon 5
$F_{12}$	[N]	Súčet síl $F_1$ a $F_2$
$F_2$	[N]	Sila pôsobiaca na valec zadného okruhu monopostu Dragon 5
$F_3$	[N]	Sila pôsobiaca na valec predného okruhu monopostu Dragon 6
$F_{34}$	[N]	Súčet síl $F_3$ a $F_4$
$F_4$	[N]	Sila pôsobiaca na valec zadného okruhu monopostu Dragon 6
$F_{p12}$	[N]	Sila pôsobiaca na rameno pedálu monopostu Dragon 5
$F_{p34}$	[N]	Sila pôsobiaca na rameno pedálu monopostu Dragon 6
$p_1$	[MPa]	Zvolený tlak v brzdovom okruhu pôsobiacom na prednú nápravu
$p_2$	[MPa]	Zvolený tlak v brzdovom okruhu pôsobiacom na zadnú nápravu
$Pp_1$	[-]	Pedálový pomer brzdového pedálu monopostu Dragon 5
$Pp_2$	[-]	Pedálový pomer brzdového pedálu monopostu Dragon 6
$Pp_v$	[-]	Vypočítaný pedálový pomer navrhovaného brzdového pedálu
$R_m$	[MPa]	Medza pevnosti materiálu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Medza klzu materiálu
SAE		Society of Automotive Engineers
DOT		Department of transportation